

C Z Ę Ś C I M A S Z Y N I

KOMISJA WYDAWNICZA
TOWARZYSTWA BRATNIEJ POMOCY STUDENTÓW POLITECHNIKI WARSZAWSKIEJ

CZĘŚCI MASZYN I

WEDŁUG WYKŁADÓW
NA WYDZIALE MECHANICZNYM POLITECHNIKI WARSZAWSKIEJ

OPRACOWALI
TADEUSZ IDZIKOWSKI
JERZY PIEKUTOWSKI



Nr 271

WARSZAWA

1939 R.

i.z. 130



C. 54385

S. 408.

S P I S R Z E C Z Y

str.

ROZDZIAŁ I ZAZĘBIENIA

§ 1. Przekładnie zębate	1
§ 2. Ogólne wymiary kół zębatych	4
§ 3. Podstawowe pojęcia z teorii zazębień .	13
§ 4. Budowa zarysu zębów	20
§ 5. Krzywe cykliczne	28
§ 6. Linia przyporu i jej własności	33
§ 7. Zazębienia cykloidalne	36
§ 8. Zazębienia ewolwentowe	45
§ 9. Obróbka kół ewolwentowych	47
§10. Poprawianie zarysu	52

ROZDZIAŁ II POŁĄCZENIA NITOWE

§ 1. Połączenia części maszyn	77
§ 2. Wiadomości ogólne o połączeniach nitowych	78

	str.
§ 3. Obliczenia szwów nitowych	88
§ 4. Obliczenie walczaka	95
§ 5. Materiały kotłowe	99
§ 6. Dna i włazy kotłowe	101
§7a. Sposoby rozmieszczania szwów.	107
§ 7. Nitowanie mocne	112
§ 8. Blachownice	116
§8a. Kratownice	124
§ 9. Wyboczenie	126
§10. Nitowanie szczelne	132

ROZDZIAŁ III POŁĄCZENIA SRUBOWE

§ 1. Wiadomości ogólne	137
§ 2. Obliczenie śrub	141
§ 3. Obliczenie wytrzymałościowe gwintu	147
§ 4. Obliczenie wytrzymałościowe śruby	148
§ 5. Śruby fundamentowe	160
§ 6. Elementy konstrukcyjne śrub	163

ROZDZIAŁ IV KLINY I POŁĄCZENIA

§ 1. Wiadomości ogólne	172
§ 2. Kliny ściskane	175
§ 3. Kliny zginane	178

- VII -

§ 4. Połączenia klinowe piast z wałami . . .	str. 184
§ 5. Połączenia sworzniami	193
§ 6. Połączenia kołkowe	195

ROZDZIAŁ V RURY

§ 1. Wiadomości ogólne	198
§ 2. Obliczenie wytrzymałościowe rur	202
§ 3. Połączenia rur	207
§ 4. Wydłużenia cieplne rurociągów	213

ROZDZIAŁ VI ZAWIERADŁA

§ 1. Wiadomości ogólne	218
§ 2. Elementy zaworów grzybkowych	219
§ 3. Obliczenie wytrzymałościowe zaworów . .	231
§ 4. Typy zaworów	237
§ 5. Zasuw	243
§ 6. Zawory kurkowe	246
§ 7. Materiały	247

R O Z D Z I A Ł I

ZAZEBIENIA.

§1. P r z e k ł a d n i e z ę b a t e .

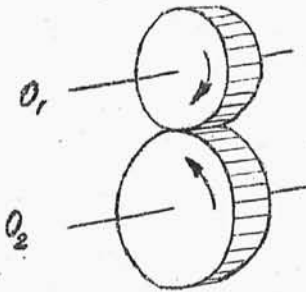
Przekładnie zębate służą do przenoszenia ruchu obrotowego pomiędzy dwoma wałami a w wypadku szczególnym pomiędzy wałem i prostoliniowo przesuwającą się listwą zębatą /t.zw. z ę b a t k ą/.

Stosunek prędkości kątowych dwóch kół zębatach, tworzących przekładnię, nazywamy jej p r z e k ł o ż e n i e m i oznaczamy literą i . Jest ono najważniejszą wielkością charakteryzującą daną przekładnię.

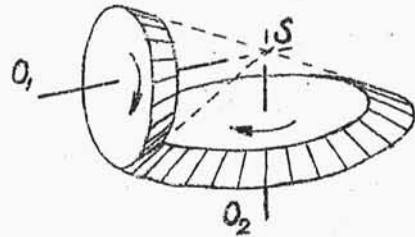
W zależności od wzajemnego położenia osi kół przekładni rozróżniamy:

1/ P r z e k ł a d n i e c z o ł o w e utworzone przez koła zębate czołowe /rys.1./ o osiach równoległych

Zęby kół czołowych mogą być proste i równoległe do osi lub śrubowe.



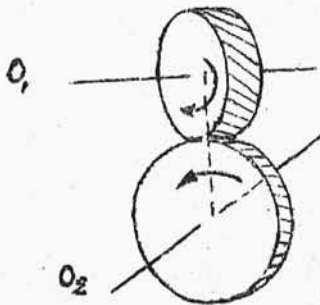
rys.1.



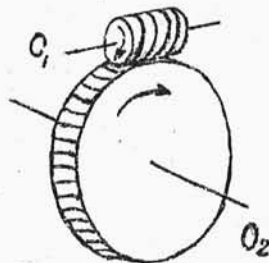
rys.2.

2/ Przekładnie stożkowe utworzone przez koła zębate stożkowe, których osie przecinają się /rys.2/.

3/ Przekładnie śrubowe /rys.3/ utworzone przez koła śrubowe, których osie są zwichrzone; środki kół leżą najczęściej na linii przecinającej obie osie i do nich prostopadłej.



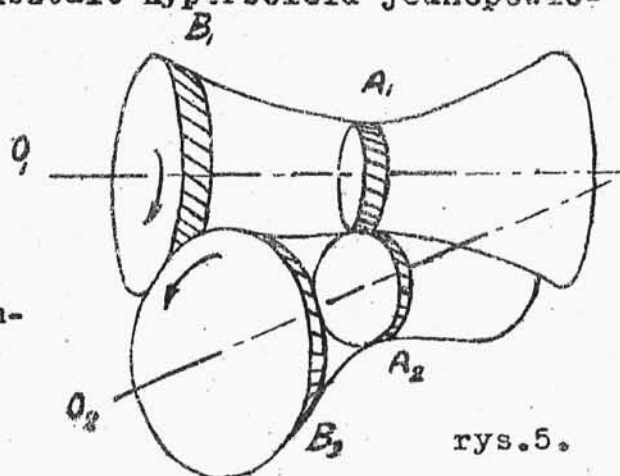
rys.3.



rys.4.

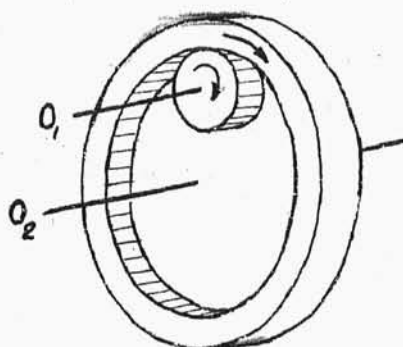
4/Przekładnie ślimakowe /rys.4/ są szczególnym wypadkiem przekładni śrubowej o bardzo dużym przełożeniu, gdy osie kół tworzą kąt prosty; mniejsze z kół nazywamy ślimakiem, koło większe - ślimacznica.

5/Przekładnie hyperboloidalne są szczególnym wypadkiem przekładni śrubowych. Koła hyperboloidalne posiadają kształt hyperboloid jednopowłokowych /rys.5/. Gdybyśmy uwzględnili części środkowe A_1 i A_2 tych hyperboloid, otrzymalibyśmy przekładnię zbliżoną do omówionej w punkcie /3/ przekładni śrubowej. Przekładnia utworzona przez części B_1 i B_2 hyperboloid, leżące dalej od ich środka, daje układ postacią zbliżony do przekładni stożkowej.



Przekładnie zębate przedstawione na rysunkach 1 - 5 są przekładniami zewnętrznymi, utworzonymi przez zewnętrzne koła zębate, posiadające zęby na zewnętrznej stronie wienca zębatego; istnieją również przekładnie wewnętrzne, utworzone przez koło zębate zewnętrzne O_1 za-

zębujące się z kołem zębatym wewnętrznym O_2 posiadają-



rys.6.

cym zęby na wewnętrznej stronie wieńca zębatego /rys.6./.

Zauważamy iż ruch obrotowy dwóch wałów może być przenoszony w sposób podobny do kół zębatych

również i przy pomocy kół ciernych; użyteczną siłę obwodową uzyskujemy tu dzięki tarcia uwarunkowanemu wzajemnym dociskiem kół. Między przekładniami zębatymi, a ciernymi zachodzi jednak zasadnicza różnica. W kołach zębatych zachodzi przymusowe przeniesienie ruchu, przełożenie posiada więc ściśle określoną niezmienną wartość, gdy w kołach ciernych przy niedostatecznym nacisku między wieńcami ciernymi może zachodzić ślizganie, wpływające na wartość przełożenia .

§2. Ogólne wymiary kół zębatych .

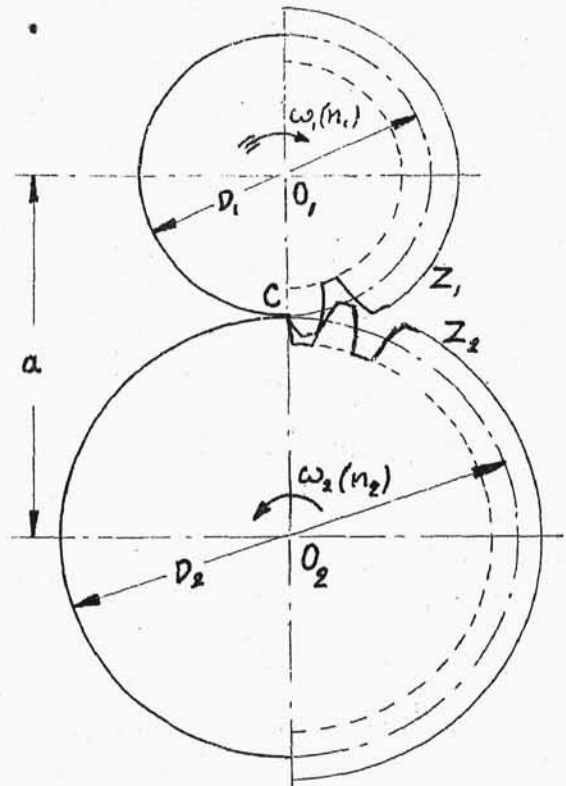
Przekładnię zębatą charakteryzuje jej odległość ośi O oraz jej przełożenie; pozwala to nam określić średnice kół podziało-

w y c h, które uzmysłwić sobie możemy, jako zastępcze koła cierne, które pracując bez ślizgania przy tej samej odległości osi O zapewniałyby to samo przełożenie i . Rozważmy przekładnię zębatą o ustalonych środkach kół O_1 i O_2 a więc o ustalonej odległości osi O oraz o założonym przełożeniu. Możemy stwierdzić, że istnieje tylko jedna para kół podziałowych, zadośćczyniących tym warunkom.

Rys.7 przedstawia przekładnię zębatą czołową /prawa połowa rysunku/ i zastępczą przekładnię cierną /lewa połowa rysunku/.

Linie łączące środki kół nazywać będziemy *linią środków*. Punkt styczności kół podziałowych nazywać będziemy *punktem środkowym*.

Górne koło O_1 , obra



rys.7.

ca się z prędkością kątową ω_1 , dolne zaś obraca się w przeciwnym kierunku prędkością kątową ω_2 . Przyjmujemy, że pierwsze z nich jest czynnym inaczej pędzącym lub napędzającym, co oznaczamy strzałką z piórkami/, drugie zaś biernym, pędzonym lub napędzanym /co zaznaczamy strzałką bez piórek/.

Oznaczamy przez

Z, Z_2 - ilości zębów kół $0, 1$ i 0_2

D, D_2 - średnice ich kół podziałowych /w obliczeniach wyrażamy je w cm., na rysunkach technicznych zawsze w mm/

ω, ω_2 - prędkości kątowe obydwóch kół wyrażamy 1/sek /w radianach na sekundę/

n, n_2 - ilości obrotów na minutę .

Wielkości te związane są zależnością ogólną:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi n}{30}$$

Przełożenie przekładni przyjmie więc wartość:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{D_2}{D_1} \gg 1 \quad /1/$$

gdyż wskaźnikiem 1 oznaczać będziemy zawsze koło mniejsze, a koło większe wskaźnikiem 2.

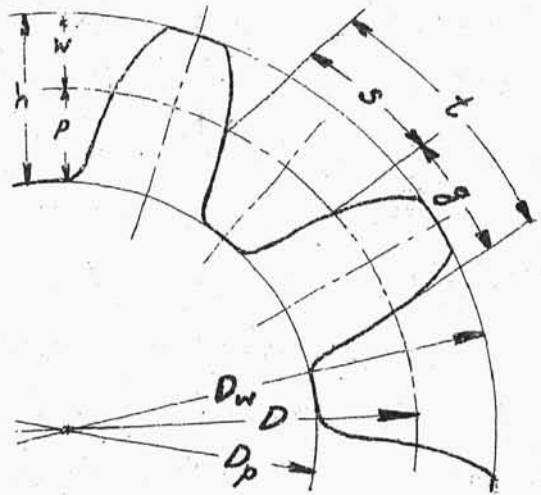
Mając określone przełożenie i oraz odległość osi a możemy wyznaczyć średnice kół podziałowych z następujących zależności:

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{D_2}{D_1} ; \quad a = \frac{D_1}{2} + \frac{D_2}{2}$$

stąd otrzymamy

$$D_1 = \frac{n_1}{n_1 + n_2} \cdot 2a ; \quad D_2 = \frac{n_2}{n_1 + n_2} \cdot 2a \quad /2/$$

Rysunek 8 przedstawia zarys wienca zębatego o zębach prostych. Odległość między prawymi albo lewymi powierzchniami roboczymi dwóch sąsiednich zębów albo między płaszczyznami symetrii dwóch sąsiednich zębów lub w rębów / mierzona na łuku koła podziałowego musi być ze względu na możliwość współpracy obydwu kół stała i jednakowa dla obydwu kół; odległość tę nazywać będziemy podziałką i oznaczać przez t .



rys.8.

Iloraz podziałki przez π nazywać będziemy modułem wienca zębatego i oznaczać przez m ;

$$m = \frac{t}{\pi}$$

$$t = \pi \cdot m \quad /3/$$

Moduł wyrażam w jednostkach długości, w cm lub w mm. Oznacza-
my przez Z , ilość zębów koła zębatego i przez D , średnicę
jego koła podziałowego.

Obwód tego koła wyniesie:

$$\pi \cdot D = t \cdot z = \pi \cdot m \cdot z$$

stąd wynika podstawowa ogólna zależność:

$$D = z \cdot m \quad /4/$$

Ponieważ moduły dwóch kół współpracujących muszą być
jednakowe, możemy napisać /rys.7/:

$$D_1 = m \cdot z_1 ; \quad D_2 = m \cdot z_2 \quad /4a/$$

Powyższe wzory nie odnoszą się do kół zębatach czo-
łowych, o zębach śrubowych.

Dla ułatwienia wyposażenia warsztatów w narzędzia
przeznaczone do obróbki kół zębatach i w celu zapewnienia
ich wymienności w szeregu krajów moduły zostały znormali-
zowane.

Moduły normalne wg. norm niemieckich /DIN 780/ są
podane w tablicy I na str.9.

Stosowanie nienormalnych modułów zasadniczo jest moż-
liwe, jednak pociąga za sobą trudności w zaopatrzeniu się
w nienormalne narzędzia do wyrobu kół zębatach. Chcąc po-

sługiwać się jak najmniejszą ilością narzędzi, możemy u-
przywilejować pewne moduły i te przede wszystkim stosować,
jako moduły normalne dla danej wytwórni.

Tablica I.

Od	0,3	do	0,9	co	0,1 mm
"	1	"	3,75	"	0,25 "
"	4	"	6,5	"	0,5 "
"	7	"	15	"	1 "
"	16	"	22	"	2 "
"	24	"	42	"	3 "
"	45	"	75	"	5 "

Jako moduły uprzywilejowane należy przyjąć podane
w tablicy II.

Tablica II.

<u>0,3</u>	<u>0,4</u>	<u>0,5</u>	<u>0,6</u>	<u>0,8</u>	<u>1</u>
1,5	2	2,5	3	3,5	4
4,5	5	6	7	8	9
<u>10</u>	<u>12</u>	14	<u>16</u>	18	<u>20</u>

/moduły podkreślone stosowane są najczęściej/

Podajemy poniżej sposób określania wielkości zębów,
w krajach stosujących miary calowe/w USA, w Anglii i domi-
niach/.

Podziałka średnicowa t.zw. diame-
tral pitch wynosi:

$$P = \frac{Z}{D''} = \frac{25,4 \cdot Z}{D_{(w\text{ mm})}} = \frac{25,4}{m} ; \quad m = \frac{25,4}{P} \quad /5/$$

Przyjmujemy: $1'' = 25,4 \text{ mm}$. Z - ilość zębów ; m - moduł
w mm

Obok podziałki średnicowej uwzględnia się również
podziałkę obwodową, która zasadniczo
nie różni się od podziałki stosowanej w krajach metrycz-
nych, jedynie jest ona podawana w calach.

Podziałka obwodowa t.zw. circular pitch, wynosi w
calach :

$$P' = \frac{\pi D''}{Z} = \frac{\pi D^{(mm)}}{25,4 \cdot Z} = \frac{\pi m}{25,4} = \frac{t}{25,4} = 0,1237 \cdot m \quad /6/$$

moduł m jest tu wyrażony w mm.

Przykład. Dane jest koło zębate o podziałce średnico-
wej, określić jego moduł w mm. Mamy:

$$P = 2,5 ; \quad m = \frac{25,4}{P} = 10,16 \text{ mm}$$

Koło to posiada więc moduł bliski naszemu modułowi $m = 10 \text{ mm}$

Oznaczmy grubość zęba przez g , s z e -
r o k o ś ć w r ę b u przez s , obie wielkości mierzo-
ne na kole podziałowym /rys.7/.

Wynika stąd, że

$$g + s = t$$

/7a/

Grubość zęba jednego koła musi być oczywiście równa /teoretycznie/ lub mniejsza od szerokości wrębu drugiego koła współpracującego.

Luz międzyzębowy inaczej lub obwodowy:

$$l_z = s - g \quad /7b/$$

Oznaczmy wysokość zęba przez h . Wysokość wierzchołka zęba przez w . wysokość podstawy zęba przez p , luz wierzchołkowy $l_w = p - w$, średnicę wierzchołkową przez D_w , i średnicę podstaw przez D_p .

Wartości, jakie nadajemy tym wielkościom, zebrane są w tablicy III.

Dla normalnych zewnętrznych kół zębatych o zębach prostych mieć będziemy zależności:

$$D_1 = m \cdot z_1 \quad D_2 = m \cdot z_2$$

$$D_w = m \cdot (z + 2) ; \quad D_p = m \cdot (z - 2,4) \quad /8a/ \quad /9a/$$

Dla normalnych wewnętrznych kół zębatych o zębach prostych mieć będziemy zależności:

$$D_w = m \cdot (z - 2) \quad /8b/$$

oraz

$$D_p = m \cdot (z + 2,4) \quad /9b/$$

Tablica 3.

Wymiar	Z ę b y	
	Surowo lane	Obrabiane
g	19/40 t	0,5 t /31/80 /
s	21/40 t	0,5 t / 41/80 /
l	1/20 t	0 /1/40 /
w	0,3 t	m
p	0,4 t	1,2 m
h	0,7 t	2,2 m
l_w	0,1 t	0,2 m

Są to wartości teoretyczne; niewielki luz obwodowy uzyskuje się przez nieznaczne rozsuniecie osi kół lub zmniejszenie grubości ich zębów. Wielkości ujęte w nawiasy były stosowane dawniej.

Wzory te można byłoby ogólnie pisać:

$$D_w = m(z \pm 2) \quad /8/$$

$$D_p = m(z \mp 2,4) \quad /9/$$

przy czym przyjmujemy górne znaki w wypadku kół zębatach zewnętrznych, dolne zaś w wypadku kół zębatach wewnętrznych.

W podobny sposób możemy ująć ogólny wzór dla określenia odległości osi przekładni czołowej o zębach prostych:

$$a = 0,5 \cdot m \cdot (z_1 \pm z_2) \quad /10/$$

§3. Podstawowe pojęcia z teorii zazębienia.

Warunkiem prawidłowego zazębienia jest stałe przekształcenie: $i = \text{const.}$

Jaki powinien być zarys zęba, aby warunek ten został spełniony?

Rozważmy dwa koła o środkach O_1 i O_2 , oraz dwa współpracujące zarysy zębów tych kół /rys.9/. Koło czynne obraca się z prędkością kątową ω_1 , bierne zaś z prędkością ω_2 . Wystawmy w punkcie A wspólnym dla obu zarysów normalną NN . Załóżmy, że normalna ta przechodzi przez punkt C . Punkt A zarysu 1 będzie poruszał się z prędkością

$$V_1 = r_1 \cdot \omega_1$$